

H 122



① BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

② **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 41 29 667 A 1**

⑤ Int. Cl. 5:  
**F 16 H 61/42**  
E 02 F 9/22

② Aktenzeichen: P 41 29 667.2  
② Anmeldetag: 6. 9. 91  
④ Offenlegungstag: 18. 3. 93

DE 41 29 667 A 1

⑦ Anmelder:  
Hydromatik GmbH, 7915 Elchingen, DE

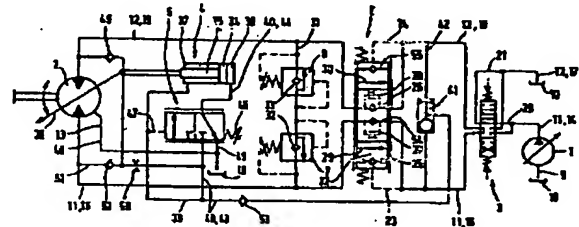
⑦ Vertreter:  
Mitscherlich, H., Dipl.-Ing.; Körber, W., Dipl.-Ing.  
Dr. rer. nat.; Schmidt-Evers, J., Dipl.-Ing.; Melzer, W.,  
Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 8000 München

⑦ Erfinder:  
Hörmann, Werner, 7918 Illertissen, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤ Hydrostatisches Getriebe mit offenem Kreislauf und Bremsventil

⑤ Die Erfindung betrifft ein hydrostatisches Getriebe mit offenem Kreislauf, mit einem verstellbaren Hydromotor (2), der über eine erste Arbeitsleitung (11) an eine Hydropumpe (1) und über eine zweite Arbeitsleitung (12) an den Tank (10) und dessen Stellglied (36) zur Verstellung seines Verdrängungsvolumens an eine Stelteinrichtung (4) angeschlossen ist, die durch einen Stelldruck in einer an die erste Arbeitsleitung angeschlossenen Stelldruckleitung (40) in Richtung des maximalen Verdrängungsvolumens des Hydromotors beaufschlagt ist, und mit einem Bremsventil (8), das in den Leitungsabschnitten der Arbeitsleitungen zwischen dem Hydromotor und den Anschluß der Stelldruckleitung an die erste Arbeitsleitung angeordnet ist und bei Schubbetrieb des hydrostatischen Getriebes den Querschnitt der zweiten Arbeitsleitung drosselt. Um zu erreichen, daß das Bremsventil einen größeren Bremsdruck erzeugt, ist erfindungsgemäß eine Leitungsverbindung (48) vorgesehen, die den Leitungsabschnitt (12, 19) der zweiten Arbeitsleitung (12) zwischen dem Bremsventil (8) und dem Hydromotor (2) mit der Stelldruckleitung (40) verbindet und in der ein in Richtung der Stelldruckleitung (40) öffnendes Rückschlagventil (49) angeordnet ist.



DE 41 29 667 A 1

Die Erfindung betrifft ein hydraulisches Getriebe mit offenem Kreislauf und Bremsventil nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Ein derartiges hydraulisches Getriebe ist in der Praxis, bekannt im Lastbetrieb von Baggerfahrzeugen, beispielsweise für den Antrieb von Baggerfahrzeugen, bekannt im Lastbetrieb eines solchen, vorwiegend fahrenden Baggerfahrzeuges fördert die von der Antriebsquelle angetriebene Hydropumpe über die erste Arbeitsleistung zum Hydropumpe, um diesen und damit die Fahrzeugräder anzutreiben. Das Bremsventil wird durch den beim Lastbetrieb in der ersten Arbeitsleistung herrschenden Arbeitsdruck als Steuerdruck über eine Steuerung angesteuert und dadurch in einer Stellung gehalten, in der es den ungedrosselten Druckmittelrücklauf vom Hydropumpe zum Tank über die zweite Arbeitsleistung ermöglicht. Der Arbeitsdruck in der ersten Arbeitsleistung beanschlagt weiterhin als Stelldruck über die Stelldruckleitung die Stelleinrichtung in Richtung des maximalen Verdängungsvolumens des Hydropumpe.

Beim Wechsel vom Last- zum Schubbetrieb, wenn also der Antrieb des Hydropumpe nicht durch die Hydropumpe erfolgt, sondern von den Fahrzeugrädern, wird durch wieder als Steuerdruck für das Bremsventil noch als Stelldruck für die Stelleinrichtung zur Verfürgung. Das auf diese Weise hydraulisch druckentlastete Bremsventil nimmt daraufhin seine Bremsstellung ein, in der es durch Querschnittsverengung der zweiten Arbeitsleistung den Druckmittelrücklauf zum Tank drosselt und einen entsprechenden Staudruck erzeugt, der den Hydropumpe und damit das Fahrzeug abbremsen. Ferner wird aufgrund des fehlenden Stelldrucks der Hydropumpe durch die Rückschwenkkraft seines Triebwerkes auf ein minimales Verdängungsvolumen eingestellt. Dies ist insofern nachteilig, als der entsprechende, minimale Druckmittelstrom beim Rücklauf zum Tank einen entsprechenden geringen, minimalen Stau- oder Bremsdruck im Bremsventil erzeugt.

Es ist Aufgabe der Erfindung, ein hydraulisches Getriebe der eingangs genannten Art so weiterzubilden, daß ein größerer Bremsdruck zur Verfügung steht.

Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Der im Leistungsabschnitt der zweiten Arbeitsleistung zwischen dem Bremsventil und dem Hydropumpe durch den Schubbetrieb als Stelldruck verwendete, der die Stelleinrichtung in Richtung maximaler Verdängungsvolumen des Hydropumpe versetzt. Dieser erzeugt einen dementsprechend größeren Druckmittelstrom, der über die zweite Arbeitsleistung zum Tank zurückströmt und beim Durchfluß durch das Bremsventil einen entsprechenden höheren Bremsdruck wirkt wie derum als Stelldruck auf die Stelleinrichtung zurück und bewirkt ein weiteres Ausschwenken des Hydropumpe, bis dieser schließlich auf sein maximales Verdängungsvolumen einlängert ist und einen maximalen Bremsdruck erzeugt.

Um diese Regelung zu stabilisieren, ist es günstig, in der Leistungsverbindung zwischen dem Rückschlagventil und der Stelldruckleitung eine Drossel anzubringen. Bei Ausbildung des hydraulischen Getriebes für den reversierbaren Betrieb ist gemäß einer Weiterbildung

5 vorgesehn, die den Leistungsabschnitt der ersten Arbeitsleistung zwischen dem Bremsventil und dem Hydropumpe mit der Stelldruckleitung verbindet und in der ein schlagventil angeordnet ist.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den verbleibenden Unteransprüchen.

Nachstehend ist das hydraulische Getriebe gemäß der Erfindung anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels unter Bezugnahme auf den Schaltplan gemäß der einzigen Figur näher beschrieben.

Die Figur zeigt ein hydraulisches Getriebe mit offenem Kreislauf als Fahrerantrieb für ein Fahrzeug. Es umfaßt eine Verschiebepumpe 1 mit einer Förderleitung, einen Verschiebepumpe 2, ein Fahrleistungsventil 3 zur Umkehrung der Drehrichtung des Verschiebepumpe 2 und damit der Fahrtrichtung des Fahrzeuges, eine Stelleinrichtung 4 mit einem zugeordneten Vorsteuerventil 5 zur Verstellung des Verdängungsvolumens des Verschiebepumpe 2 und eine hydraulische Bremsseinstellung, die ein Bremsventil 6 und zwei zugeordnete Druckbegrenzungsventile 7, 8 umfaßt, mit denen der vom Bremsventil 6 erzeugte Bremsdruck einstellbar ist.

Die Verschiebepumpe 1 ist über eine Saugleitung 9 an den Tank 10 angeschlossen und von einer nicht dargestellten Antriebsquelle, z. B. einem Dieselmotor, angetrieben. Der Verschiebepumpe 2 ist über eine erste Arbeitsleistung 11 an die Verschiebepumpe 1 und über eine zweite Arbeitsleistung 12 sowie über eine Lecköhlleitung 13 an den Tank 10 angeschlossen. Er ist mit einem nicht gezeigten Schaltelement zwecks Antriebs der ebenfalls nicht gezeigten Fahrzeugräder gekoppelt.

Das Fahrleistungsventil 3 und das Bremsventil 6 sind in beiden Arbeitsleistungen 11, 12, das erste Ventilverstellventil 1 und das zweite Ventilverstellventil 2 angeordnet. Die Leistungsabschnitte der ersten Arbeitsleistung 11 zwischen der Verschiebepumpe 1 und dem Fahrleistungsventil 3, zwischen dem Fahrleistungsventil 3 und dem Bremsventil 6 und zwischen dem Bremsventil 6 und dem Verschiebepumpe 2 sind mit den Bezugszeichen 11, 14, 15 und 11, 16 und die entsprechenden Leistungsabschnitte der zweiten Arbeitsleistung 12 mit den Bezugszeichen 12, 17, 18 und 12, 19 bezeichnet.

Das Fahrleistungsventil 3 ist ein willkürlich betätigbares 6/3-Wegeventil mit den Schaltelementen: Vorwärtshaltung, Leerlauf und Rückwärtshaltung. Es weist dementsprechend je einen Anschluß an die Arbeitsleistung 11, 14, 15, 12, 17 und 12, 18 sowie zwei Anschlüsse auf, deren einer einpumpenseitig über ein Leistungsstück 20 an den Arbeitsleistungsschnitt 11, 14 und motorsseitig über ein Leistungsstück 21 an den Arbeitsleistungsschnitt 12, 17 angeschlossen ist.

In der in der Figur gezeigten Leerlaufstellung des Fahrleistungsventils sind die beiden Anschlüsse an die Arbeitsleistungsschnitte 20 und 21 sowie die beiden motorsseitigen Anschlüsse an die Arbeitsleistungsschnitte 11, 15 und 12, 18 jeweils miteinander verbunden, während die beiden Anschlüsse gesperst sind. In dieser Stellung fördert die Verschiebepumpe 1 in den Tank 10, während der Verschiebepumpe 2 auf Umlauf geschaltet ist.

In der in der Figur oberen Schaltstellung, d. h. bei nach unten verschobenem Kolben des Fahrleistungsventils 3, ist die Verbindung zwischen den beiden Anschlüssen an die Arbeitsleistungsschnitte 11, 14 und 11, 15 sowie zwischen den Anschlüssen an die Arbeitsleistungsschnitte 12, 17 und 12, 18 unterbrochen, während die beiden Anschlüsse gesperst sind. In dieser Stellung fördert die Verschiebepumpe 1 in den Tank 10, während der Verschiebepumpe 2 auf Umlauf geschaltet ist.

In der in der Figur oberen Schaltstellung, d. h. bei nach unten verschobenem Kolben des Fahrleistungsventils 3, ist die Verbindung zwischen den beiden Anschlüssen an die Arbeitsleistungsschnitte 11, 14 und 11, 15 sowie zwischen den Anschlüssen an die Arbeitsleistungsschnitte 12, 17 und 12, 18 unterbrochen, während die beiden Anschlüsse gesperst sind. In dieser Stellung fördert die Verschiebepumpe 1 in den Tank 10, während der Verschiebepumpe 2 auf Umlauf geschaltet ist.

tungsabschnitte 12, 17 und 12, 18 hergestellt, während die beiden verbleibenden Anschlüsse gesperrt sind. Diese obere Schaltstellung des Fahrtrichtungsventils 3 entspricht der Vorwärtsfahrt des Fahrzeugs; der Druckmittelvorlauf von der Verstellpumpe 1 zum Verstellmotor 2 erfolgt über die erste Arbeitsleitung 11 und der Druckmittelrücklauf zum Tank 10 über die zweite Arbeitsleitung 12.

In der in der Figur unteren Schaltstellung des Fahrtrichtungsventils 3 sind die Verbindungen der in der oberen Schaltstellung offenen Anschlüsse miteinander vertauscht, so daß das Fahrzeug auf Rückwärtsfahrt eingestellt ist. Dementsprechend erfolgt der Druckmittelvorlauf über die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 14; 12, 18 und 12, 19 und der Rücklauf über die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 16; 11, 15 und 12, 17.

Das Bremsventil 6 ist ein stetig verstellbares 4/3-Wegeventil dessen Steuerkolben 22 durch Federzentrierung in der in der Figur gezeigten Mittel- oder Bremsstellung gehalten und durch hydraulische Beaufschlagung in Richtung einer in der Figur unteren und einer in der Figur oberen Endstellung verstellbar ist. Die hydraulische Beaufschlagung erfolgt an beiden Stirnseiten des Steuerkolbens 22 über je eine an die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 15 bzw. 12, 18 angeschlossene Steuerleitung 23 bzw. 24. Das Bremsventil 6 umfaßt je einen Anschluß an die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 15; 11, 16; 12, 18 und 12, 19 sowie acht Durchflußkanäle 25 bis 30 sowie 54 und 55. Die Durchflußkanäle 27 und 28 weisen je einen gegenüber den Arbeitsleitungen 11, 12 sowie den verbleibenden Durchflußkanälen verringerten, drosselnden Querschnitt auf. In den Durchflußkanälen 25, 26, 54 und 55 ist je ein in Richtung Verstellpumpe 1 sperrendes Rückschlagventil angeordnet, während die verbleibenden Durchflußkanäle in beiden Richtungen durchströmbar sind. In der Bremsstellung des Bremsventils 6 stehen die beiden Anschlüsse an die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 15 und 11, 16 über die Durchflußkanäle 27 und 54 in Verbindung, während die beiden Anschlüsse an die Arbeitsleitungsabschnitte 12, 18 und 12, 19 über die Durchflußkanäle 26 und 28 miteinander verbunden sind. Die gleichen Anschlüsse stehen in der unteren Endstellung des Bremsventils 6 über die Durchflußkanäle 25 bzw. 29 und in der oberen Endstellung über die Durchflußkanäle 30 bzw. 55 in Verbindung.

Die einstellbaren Druckbegrenzungsventile 7, 8 sind in einer die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 16 und 12, 19 verbindenden Leitung 31 angeordnet. Zwei in entgegengesetzten Richtungen sperrende Rückschlagventile 32 bzw. 33 sind in je einem die Druckbegrenzungsventile 7, 8 umgehenden Bypass angeordnet.

Die Stelleinrichtung 4 besteht aus einem doppelwirkenden Verstellzylinder mit einem Differentialkolben 34, der über eine Kolbenstange 35 mit dem Stellglied 36 zur Verstellung des Verdrängungsvolumens des Verstellmotors 2 gekoppelt ist und mit seiner kleineren, ringförmigen Stirnfläche einen von der Kolbenstange 35 durchsetzten ersten Druckraum 37 sowie mit seiner gegenüberliegenden, größeren, kreisförmigen Stirnfläche einen zweiten Druckraum 38 definiert. Der erste Druckraum 37 ist über eine Stelldruckzweigeleitung 39 an eine Stelldruckleitung 40 angeschlossen, die von einem Wechselventil 41, das in einer die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 15 und 12, 18 verbindenden Leitung 42 angeordnet ist, über das Vorsteuerventil 5 zum zweiten Druckraum 38 der Stelleinrichtung 4 führt.

Das Vorsteuerventil 5 ist ein stetig verstellbares 3/2-Wegeventil mit zwei Anschlüssen an die zum Wech-

selventil 41 bzw. zum Druckraum 38 führenden Leitungsabschnitte 43 bzw. 44 der Stelldruckleitung 40 und einem Anschluß, der über ein Leitungsstück 45 in die Leckölleitung 13 einmündet und auf diese Weise zum Tank 10 führt. Das Vorsteuerventil 5 ist durch die Kraft einer einstellbaren Feder 46 in der in der Figur gezeigten (linken) Ausgangsstellung gehalten und durch einen von der Stelldruckzweigeleitung 39 über eine Leitung 47 abgenommenen Regeldruck gegen die Kraft der Feder 46 in Richtung (rechte) Endstellung ansteuerbar. In der Ausgangsstellung des Vorsteuerventils 5 ist der Anschluß an den Stelldruckleitungsabschnitt 40, 43 gesperrt, während die beiden verbleibenden Anschlüsse miteinander verbunden sind. In der Endstellung sind die Anschlüsse an die Stelldruckleitungsabschnitte 40, 43 und 40, 44 offen, während der Tankanschluß gesperrt ist.

Der Arbeitsleitungsabschnitt 12, 19 ist über eine erste Leitungsverbindung 48 mit einem in Richtung dieses Arbeitsleitungsabschnittes 12, 19 sperrenden Rückschlagventil 49 an den Stelldruckleitungsabschnitt 40, 43 angeschlossen. Zwischen diesem Rückschlagventil 49 und dem Stelldruckleitungsabschnitt 40, 43 ist eine Drossel 50 angeordnet. Vom Arbeitsleitungsabschnitt 11, 16 zweigt eine zweite Leitungsverbindung 51 mit einem in Richtung dieses Arbeitsleitungsabschnittes 11, 16 sperrenden Rückschlagventil 52 ab und mündet zwischen der Drossel 50 und dem Rückschlagventil 49 in die erste Leitungsverbindung 48 ein. Im Stelldruckleitungsabschnitt 40, 43 zwischen dem Wechselventil 41 und der Einmündung der Leitungsverbindung 48 ist ein weiteres Rückschlagventil 53 angeordnet, das in Richtung Wechselventil 41 sperrt und auf diese Weise bei entsprechender Druckbeaufschlagung die Leitungsverbindungen 48, 51 von den Arbeitsleitungen 11, 12 absperrt.

Die Funktion des erfindungsgemäßen hydrostatischen Getriebes ist wie folgt:

Bei stehendem Fahrzeug befinden sich das Fahrtrichtungsventil 3 und das Bremsventil 6 in ihrer jeweiligen Mittelstellung, so daß die angetriebene Verstellpumpe 1 über die Leitungsstücke 20, 21 in den Tank 10 fördert und der Verstellmotor 2 dementsprechend nicht angetrieben wird. Die Arbeitsleitungsabschnitte 11, 15; 11, 16; 12, 18 und 12, 19 und damit auch die Stelldruckleitung 40 und die Stelldruckzweigeleitung 39 sind drucklos, so daß sich das Vorsteuerventil 5 unter der Wirkung der Feder 46 in seiner Ausgangsstellung befindet, in der der Druckraum 38 der Verstelleinrichtung 4 zum Tank 10 hin entlastet ist. Der Differentialkolben 34 nimmt die in der Figur gezeigte rechte Endstellung ein, die dem Minimum-Verdrängungsvolumen des Verstellmotors 2 entspricht.

Nach Umschalten des Fahrtrichtungsventils 3 in die obere Schaltstellung fördert die Verstellpumpe 1 in die als Vorlaufleitung dienende erste Arbeitsleitung 11. Der sich dabei im Arbeitsleitungsabschnitt 11, 15 aufbauende Arbeitsdruck wirkt über das Wechselventil 41, die Stelldruckleitung 40 mit geöffnetem Rückschlagventil 53, die Stelldruckzweigeleitung 39 und die Leitung 47 als Regeldruck auf das Vorsteuerventil 5 und verschiebt dieses in Richtung Endstellung, sobald die hydraulische Kraft des Regeldrucks die Kraft der Feder 46 übersteigt. Infolge der nun vom Vorsteuerventil 5 hergestellten Verbindung zwischen den Stelldruckleitungsabschnitten 40, 43 und 40, 44 pflanzt sich der Arbeitsdruck im Arbeitsleitungsabschnitt 11, 15 als Stelldruck bis in den Druckraum 38 fort und beaufschlagt die größere Stirnfläche des Differentialkolbens 34 in Richtung seiner linken Endstellung, die dem maximalen Verdrän-

## Patentansprüche

1. Hydrotastisches Getriebe mit offenem Kreislauf, Tank (10) und dessen Stiefblech (36) zur Verteilung seines Verdängungsvolumens an eine Steleinrichtung (4) angeschlossen ist, die durch einen Stiefdruck in einer an die erste Arbeitsleistung angeordneten Stiefdruckleitung (40) in Richtung des maximalen Verdängungsvolumens des Hydromotors beaufschlagbar ist, und mit einem Bremsventil (6), das in den Leitungsabschnitten der Arbeitsleistung zwischen dem Hydromotor und dem Anschluss der Stiefdruckleitung an die erste Arbeitsleistung angeordnet ist und bei Schubbetrieb des hydrotastischen Getriebes den Querschnitt der zweiten Arbeitsleistung drosselt, gekennzeichnet durch eine Leitungsverbindung (48), die den Leitungsabschnitt (12, 19) der zweiten Arbeitsleistung (12) zwischen dem Bremsventil (6) und dem Hydromotor (2) mit der Stiefdruckleitung (40) verbindet und in der ein in Richtung der Stiefdruckleitung (40) offnendes Rückschlagventil (49) angeordnet ist.

2. Hydrotastisches Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in der Leitungsverbindung (48) zwischen dem Rückschlagventil (49) und der Stiefdruckleitung (40) eine Drossel (50) angeordnet ist.

3. Hydrotastisches Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß in dem zwischen der ersten Arbeitsleistung (11) und der Leitungsverbindung (48) befindlichen Leitungsabschnitt (43) eine Stiefdruckleitung (40) ein in Richtung der ersten

Arbeitsleistungsschritt 11, 15 herrschende Arbeitsdruck wirkt gleichzeitig über die Steuerleitung 23 auf den Steuerkolben 22 des Bremsventils 6 und verschiebt diesen in die untere Endstellung, so daß das von der Ventillpumpe 1 geförderte Druckmittel über den Durchflußkanal 25 im Bremsventil 6 zum Ventilmotor 2 strömt und diesen antreibt. Auf diese Weise beginnt das Fahrzeug vorwärts zu fahren. Der Druckmittelrücklauf zum Tank 10 erfolgt ungedrosselt über den Arbeitsleistungsschritt 12, 19, den Durchflußkanal 29 im Bremsventil 6 und die Arbeitsleistungsschritte 12, 18 und 17. Da der Arbeitsdruck beim Anfahren des Fahrzeuges, d. h. beim Beschleunigen, größer als bei nicht beschleunigter Fahrt ist, nehmen das Ventilverventil 5 und damit der Differenzialkolben 34 ihre jeweilige Endstellung ein, so daß der Ventilmotor 2 auf maximales Verdängungsvolumen ausgeschwenkt ist. Mit abnehmendem Arbeitsdruck bei nicht beschleunigter Fahrt wird durch entsprechendes Zurückstellen des Ventilverventils 5 und des Differenzialkolbens 34 in eine Zwischenstellung der Ventillpumpe 2 auf ein entsprechendes Verdängungsvolumen zurückgeschwenkt. Die soeben beschriebenen Vorgänge laufen ebenfalls bei Rückwärtshalt des Fahrzeuges lediglich mit dem Unterschied ab, daß das Fahrtrichtungsventil 3 die untere Schalteinrichtung und das Bremsventil 6 die obere Endstellung einnehmen und der Arbeitsdruck in der nun als Vorlaufleitung dienenden zweiten Arbeitsleistung 12 herrscht, während der Druckmittelrücklauf über die erste Arbeitsleistung 11 erfolgt.

Sobald das Fahrzeug vom vorstehend beschriebenen Lastbetrieb in den Schubbetrieb wechselt, wenn also der Antrieb des Ventilmotors 2 nicht durch die Ventillpumpe 1 erfolgt, sondern von den Fahrzeugträgern übernommen wird, etwa bei Bergabfahrt oder bei Leerlauf des Dieselmotors, fällt der Arbeitsdruck in der als jeweilige Vorlaufleitung dienenden Arbeitsleistung 11 (bei Vorwärtshalt) bzw. 12 (bei Rückwärtshalt) und damit auch in der Steuerleitung 23 bzw. 24 ab. Das auf diese Weise hydraulisch druckelnde Bremsventil 6 nimmt unter der Wirkung seiner Federunterstützung die Bremsstellung ein. In dieser Stellung fördert der von den Fahrzeugträgern abgetriebene, als Pumpe wirkende Ventilmotor 2 das über die jeweilige Vorlaufleitung 11 (bei Vorwärtshalt) bzw. 12 (bei Rückwärtshalt) eingeschleppte Druckmittel über den Durchflußkanal 54 bzw. 26 angesaugte Druckmittel über die als jeweilige Rücklaufleitung dienende Arbeitsleistung 12 (bei Vorwärtshalt) bzw. 11 (bei Rückwärtshalt) einschleppend das jeweilige Durchflußkanal 28 bzw. 27 im Bremsventil 6 zum Tank 10. Dabei baut sich im jeweiligen Arbeitsleistungsschritt 12, 19 bzw. 11, 16 ein der Drosselwirkung des jeweiligen Durchflußkanals 28 bzw. 27 entsprechender Staudruck auf, der den Ventilmotor 2 abbremst. Da das Druckmittel nach dem Drosseln den Durchflußkanal 28 bzw. 27 nahezu drucklos über den Arbeitsleistungsschritt 12, 18 bzw. 11, 15 zum Tank 10 abströmt, sind die Steuerleitung 24 bzw. 23 sowie die Stieldruckleitung 40 und die Stieldruckzweigeleitung 39 ebenfalls drucklos. Auf diese Weise bleibt nicht nur das Bremsventil 6 während der Dauer des Schubbetriebs in der Bremsstellung, sondern es entfällt auch die während des Lastbetriebs des hydrostatischen Getriebes den Rückschwenkkraften des Triebwerkes des Ventilmotors 2 entgegenwirkende Druckmittelbeschleunigung des Ventilverventils 5 und des Differenzialkolbens 34 über das Wechselventil 41. Statt dessen wirkt der Stau- oder Bremsdruck im jeweiligen

Arbeitsleitung (11) sperrendes Rückschlagventil (53) angeordnet ist.

4. Hydrostatisches Getriebe nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, für den reversierbaren Betrieb, gekennzeichnet durch eine weitere, zweite Leitungsverbindung (51), die den Leitungsabschnitt (11, 16) der ersten Arbeitsleitung (11) zwischen dem Bremsventil (6) und dem Hydromotor (2) mit der Stelldruckleitung (40) verbindet und in der ein in Richtung der Stelldruckleitung (40) offnendes Rückschlagventil (52) angeordnet ist.

5. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Leitungsverbindung (51) über die vorerwähnte, erste Leitungsverbindung (48) an die Stelldruckleitung (40) angeschlossen ist.

6. Hydrostatisches Getriebe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Leitungsverbindung (51) an die erste Leitungsverbindung (48) zwischen dem Rückschlagventil (49) und der Drossel (50) angeschlossen ist.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

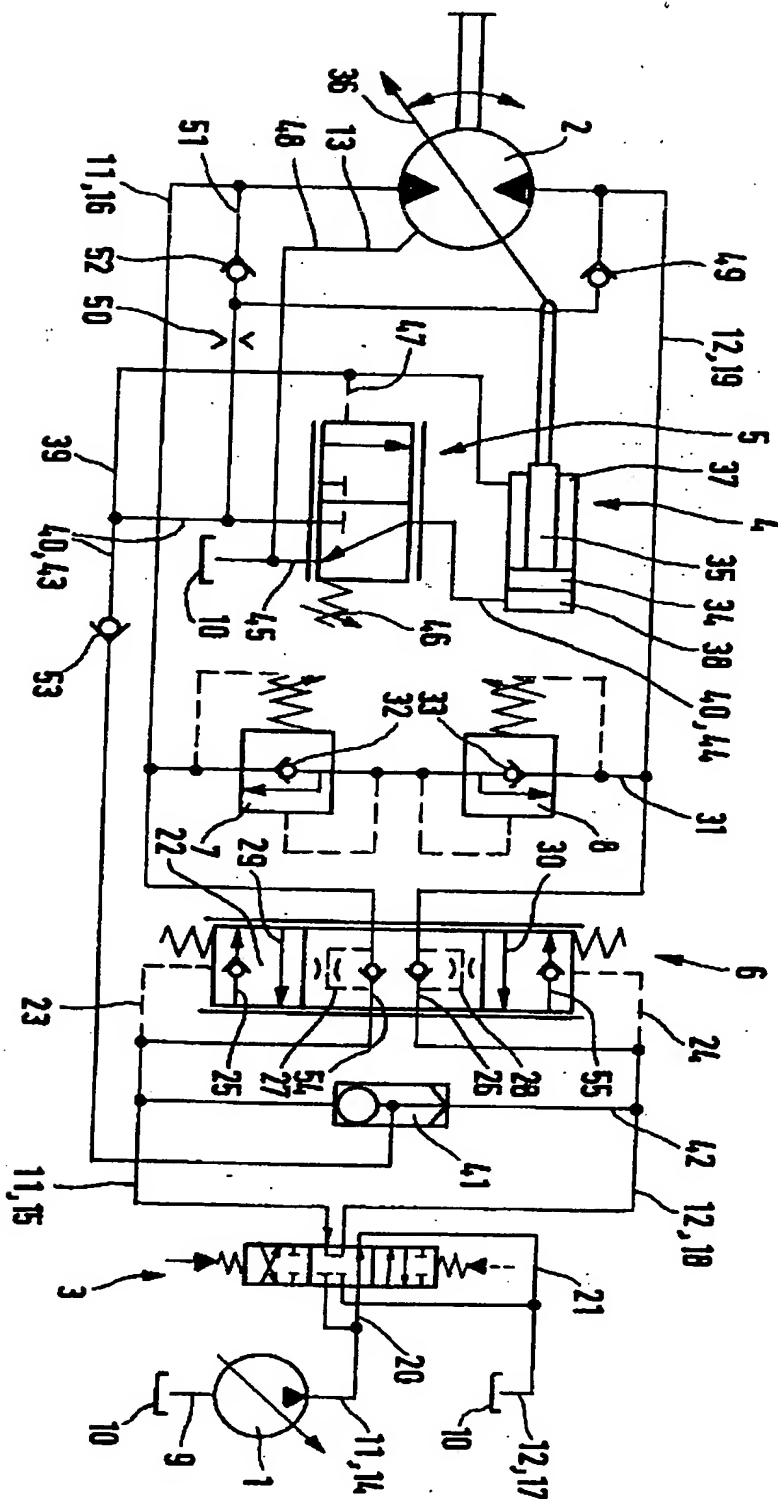
45

50

55

60

65



Nummer:  
Int. Cl. 8:  
Offenlegungstag:  
DE 41 29 687 A1  
F 16 H 01/42  
18. März 1993